

VŠB – Technická univerzita Ostrava  
Fakulta strojní  
Katedra hydromechaniky a hydraulických zařízení

# **Zkušební zařízení pro testování ventilů**

## Stand for Valve Testing

Student:

Jakub Martinek

Vedoucí bakalářské práce:

Ing. Erik Stonawski, Ph.D.

Ostrava 2011

VŠB - Technická univerzita Ostrava  
Fakulta strojní  
Katedra hydromechaniky a hydraulických zařízení

## Zadání bakalářské práce

Student: **Jakub Martinek**  
Studijní program: **B2341 Strojírenství**  
Studijní obor: **2302R007 Hydraulické a pneumatické stroje a zařízení**  
Téma: **Zkušební zařízení pro testování ventilů**  
**Stand for Valve Testing**

Zásady pro vypracování:

1. Proveďte návrh mechanické části testovacího zařízení
2. Navrhněte zatěžovací mechanismus pro silovou regulaci
3. Sestavte hydraulický obvod zapojení zkušebního zařízení
4. Zpracujte výkresovou dokumentaci mechanické části systému

Seznam doporučené odborné literatury:

1. Kopáček, J.; Pavlok, B. *Tekutinné mechanismy*. Ostrava: VŠB – TU Ostrava, 1994. 150 s. ISBN 80-7078-238-2.
2. Sivák, V. *Projektování hydraulických systémů*. Ostrava: VŠB – TU Ostrava, 1990. 336 s. ISBN 80-7078-037-1.
3. Pivoňka, J. a kolektiv. *Tekutinné mechanismy*. Praha: SNTL, 1987. 256 s.
4. Noskiewicz, J. *Dynamika tekutinových mechanismů*. Ostrava: VŠB – TU Ostrava, 1995. 166 s. ISBN 80-7078-297-8.

Formální náležitosti a rozsah bakalářské práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.

Vedoucí bakalářské práce: **Ing. Erik Stonawski, Ph.D.**

Datum zadání: 17.12.2010

Datum odevzdání: 23.05.2011



*Kozubková*

prof. RNDr. Milada Kozubková, CSc.  
vedoucí katedry

*Farana*

prof. Ing. Radim Farana, CSc.  
děkan fakulty

### **Prohlášení studenta**

Prohlašuji, že jsem celou bakalářskou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího bakalářské práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě ..... 23. 5. 2011 .....

.....  
Martinek

### Prohlašuji, že

- byl jsem seznámen s tím, že na moji bakalářskou práci se vztahuje zákon č. 121/2000 Sb. – autorský zákon, zejména §35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a §60 – školní dílo.
- beru na vědomí, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen „VŠB-TUO“) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě bakalářskou práci užít (§35 odst. 3).
- souhlasím s tím, že jeden výtisk bakalářské práce bude uložen v Ústřední knihovně VŠB-TUO k prezenčnímu nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího bakalářské práce. Souhlasím s tím, že údaje o bakalářské práci budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO.
- bylo sjednáno, že s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu §12 odst. 4 autorského zákona.
- bylo sjednáno, že užít své dílo – bakalářskou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).

V Ostravě.....*23. 5. 2011*.....

*Martinek*  
.....

Martinek

Jakub Martinek  
Hlučínská 186/122,  
Ludgeřovice  
747 14

## ANOTACE BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

MARTINEK, J. Zkušební zařízení pro testování ventilů. Ostrava: katedra hydromechaniky a hydraulických zařízení, Fakulta strojní VŠB-Technická univerzita Ostrava, 2011, 31 s. Bakalářská práce, vedoucí Stonawski, E. Tato bakalářská práce se zabývá návrhem obvodu pro testování servoventilů. Práce se v úvodu věnuje problematice navrhování hydraulického obvodu. Teoretická část pak pokračuje vysvětlením základních principů v servotechnice a funkčních principů. Práce popisuje základní vztahy pro výpočet talířových pružin. Praktická část se zabývá výpočty kontrolující silový mechanismus a výpočtem soustavy pružin. Poslední část práce je věnována popisu obvodu, specifikaci prvků a samotnému závěru.

## ANNOTATION OF BACHELOR THESIS

MARTINEK, J. Stand for valve Testing. Ostrava: Department of hydromechanics and hydraulic equipment, Faculty of Mechanical Engineering VŠB-Technical University of Ostrava, 2011, 31 p. Bachelor's thesis, Head Stonawski, E. This thesis describes the design of circuit for servo testing. At the beginning the work deals with the issue of hydraulic circuit. The theoretical part then goes on to explain the basic principles and principles of functional in servo technology. The work describe of the basic relations for the calculation of disc springs. The practical part deals with the controlling calculation a power mechanism and the calculation system of springs. The last part is devoted to describing the circuit and the specification elements and itself conclusion.

# Obsah

seznam použitého značení .....	7
1 Úvod .....	10
2 Servomechanismy .....	11
3 Servoventily .....	13
4 Snímání měřených veličin .....	15
4.1 Digitální snímání .....	15
4.2 Analogové snímání .....	15
5 Návrh pružin .....	16
6 Návrh silového mechanismu .....	19
7 Kontrola mechanické části systému .....	22
7.1 Kontrola šroubového spojení .....	22
7.2 Kontrola pístnice silového mechanismu na vzpěrnou pevnost .....	23
8 Popis testovacího zařízení .....	25
8.1 Hydraulický agregát .....	25
8.2 Servoventil .....	26
8.3 Přímočarý hydromotor .....	28
8.4 Silový mechanismus .....	28
8.5 Měřicí zařízení .....	28
9 Specifikace prvků .....	29
10 Závěr .....	30
11 Seznam použité literatury .....	31

## seznam použitého značení

$D_e, D$	vnější průměr pružiny	[mm]
$D_i, d$	vnitřní průměr pružiny	[mm]
$E$	modul pružnosti	[MPa]
$F$	síla	[N]
$F_c$	maximální síla vivinutá pružinou	[N]
$F_{\max}$	maximální síla	[N]
$F_{\max H}$	maximální síla hydromotoru	[N]
$F_i$	síla sady s protilehlým uložením	[N]
$F_n$	síla sady se soulehlým uložením	[N]
$F_{ni}$	síla sady s kombinovaným uložením	[N]
$F_p$	provozní síla	[N]
$F_1$	síla působící na pružinu při průhybu 25 %	[N]
$F_2$	síla působící na pružinu při průhybu 50 %	[N]
$F_3$	síla působící na pružinu při průhybu 75 %	[N]
$H$	volná výška nezatížené pružiny	[mm]
$J$	moment setrvačnosti	[m <sup>4</sup> ]
$S$	plocha	[m <sup>2</sup> ]
$S_H$	plocha pístnice hydromotoru	[m <sup>2</sup> ]
$c$	tuhost pružiny	[MPa]
$d_s$	průměr dřívku	[mm]
$e(t)$	regulační odchylka	[-]

$h$	volná výška nezatíženého kužele	[mm]
$i$	počet pružin podle průhybu	[-]
$i_s$	poloměr setrvačnosti	[m]
$l_{n0}$	redukovaná délka pístnice podle uložení	[mm]
$l_0$	volná výška nezatížené pružiny	[mm]
$m$	hmotnost pružiny	[g]
$n$	počet pružin podle síly	[-]
$p$	provozní tlak	[Pa]
$v$	rychlost posuvu	[m s <sup>-1</sup> ]
$s$	průhyb	[mm]
$s_i$	průhyb sady s protilehlým uložením	[mm]
$s_n$	průhyb sady se soulehlým uložením	[mm]
$s_{ni}$	průhyb sady s kombinovaným uložením	[mm]
$t$	tloušťka materiálu	[mm]
$u(t)$	poruchová veličina	[-]
$w(t)$	žádaná hodnota regulační veličiny	[-]
$\alpha$	koeficient talířových pružin	[-]
$x(t)$	skutečná hodnota regulační veličiny	[-]
$y(t)$	aktivační veličina	[-]
$\beta$	koeficient talířových pružin	[-]
$\gamma$	koeficient talířových pružin	[-]
$\lambda$	štíhlostní poměr	[-]
$\lambda_m$	štíhlostní poměr mezní	[-]



$\sigma_{\max}$	maximální napětí	[MPa]
$\tau_s$	napětí šroubu ve střihu	[MPa]

# 1 Úvod

Návrh hydraulického obvodu je komplexní činností. Pro návrh je nutné sestavit schéma hydraulického obvodu podle požadavků určité funkce. Následná volba prvků systému se odvíjí od hydraulických výpočtů. U mechanických částí je nutné ověřit, jestli dané provozní parametry budou vyhovovat a systém bude správně fungovat.

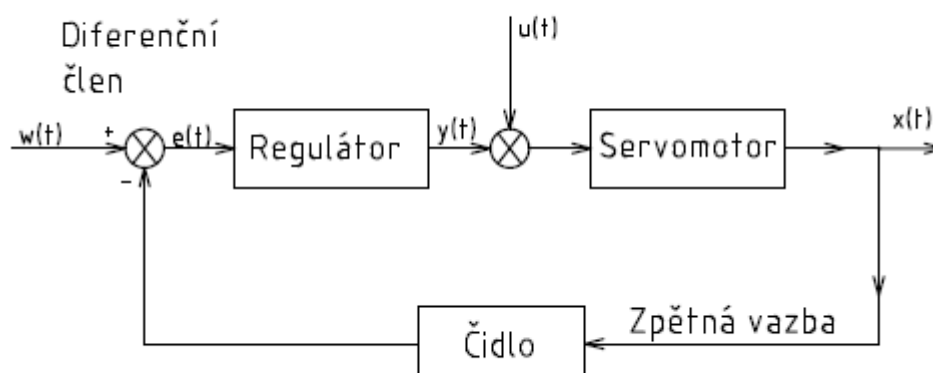
Rozhodujícím prvkem celého návrhu jsou parametry, které od obvodu očekáváme. Síla nebo otáčky, které má hydromotor vyvinout, v jakých provozních podmínkách bude obvod pracovat nebo jakou přesnost a rychlost reakcí od ventilu očekáváme. Již ujasněním těchto základních parametrů nám dá základ, od kterého se odvíjí volba všech dalších prvků systému, včetně provozní kapaliny, která je konkrétně na vlastnosti prostředí, ve kterém obvod funguje velice háklivá, a jelikož nositelkou energie je právě provozní kapalina ovlivňuje následně funkci celého obvodu.

Úkolem bakalářské práce je navrhnout hydraulický obvod pro odladění softwaru pro proporcionální ventily nebo sevoventily s polohovou nebo silovou regulací. Požadavkem práce je sestavení hydraulického obvodu, návrh mechanismu pro silovou regulaci a ověření základních pevnostních parametrů zvoleného silového mechanismu.

## 2 Servomechanismy

Široké pole působnosti pro servomechanismy se otevřelo nutností nalezení přesně definované závislosti mezi vstupní a výstupní veličinou. Pro uspokojení těchto požadavků, bylo nutné zařadit do stávajících mechanismů přenosový systém, pro který se už běžně používá výraz: „zpětná vazba“. Po vložení minimálně jedné vnější zpětné vazby se systém stává servomechanismem.

Servomechanismy jsou řízené regulační obvody pro regulaci polohy a jejich derivací podle času. [1]. Hlavním požadavkem servomechanismu je přesná a rychlá reakce na změny výstupní veličiny v čase na veličině vstupní. Činnost servomechanismu řídí neustálé porovnávání vstupní a výstupní veličiny. Příklad regulačního obvodu servomechanismu je znázorněn na obr. 1.



Obr. 1 Regulační obvod servomechanismu

$e(t)$	regulační odchylka
$y(t)$	aktivační veličina
$u(t)$	poruchová veličina
$w(t)$	žádaná hodnota regulační veličiny
$x(t)$	skutečná hodnota regulační veličiny

Servomechanismy rozlišujeme podle dvou základních hledisek. Podle regulované veličiny a podle druhu přenášené energie a zpětné vazby.

Podle regulované veličiny se dělí servomechanismy na :

- rychlostní
- polohové
- silové

Podle druhu přenášené energie a druhu zpětné vazby na :

- mechanicko-hydraulické
- elektro-hydraulické
- pneumaticko-hydraulické
- elektro-pneumatické

Důležitým kritériem je rovněž charakter řídicího signálu, který může být:

- spojitý
- nespojitý (diskrétní) [2]

Pojem servotechnika nelze chápat jako jednotlivé hydraulické komponenty. Pro zvládnutí elektrohydraulických regulačních obvodů je nutné chápat problematiku v širším kontextu. Jedná se o vzájemné působení prvků regulační techniky, hydrauliky k přenosu energie a elektroniky ke zpracování informace.[3]

Příkladem použití servomechanismů je:

- mechanicko-hydraulický servomechanismus, který je realizován mechanickou zpětnou vazbou, která je provedena spojením pouzdra šoupátka s tělesem hydromotoru, přičemž dotykový hrot sleduje tvar šablony, čímž se mění poloha šoupátka.

- rychlostní servomechanismus, kde se konstantní otáčky rotačního hydromotoru udržují pomocí zpětné vazby, která je realizována elektrickým signálem z tachodynamu.

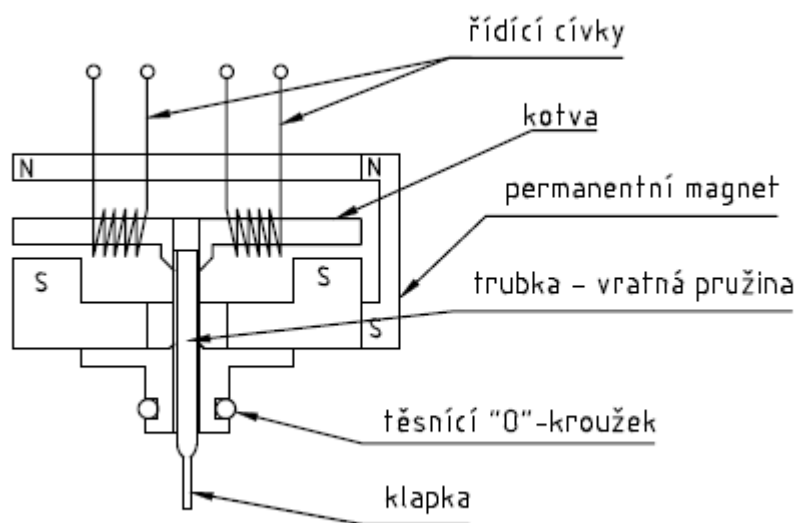
- polohový servomechanismus, například posuv suportu obráběcích strojů, pohyb ramen robotů a manipulátorů nebo ovládání klapky a kormidel letadel.[1]

### 3 Servoventily

Základ pro vývoj servoventilů je vztažen k letecké technice a byl používán k přímému řízení malým vstupním elektrickým signálem. Rozvoji této technologie a přechodu od ryze elektrických systémů přispělo zvýšení nároků (vyšší rychlosti, kterých byla letadla schopna vyvinout) na velikost přestavných sil a větší rychlosti přestavování. Dalším stupněm vývoje bylo přesměrování těchto systémů do průmyslu, kde také našly své nezemělitelné místo a prostor pro využití.

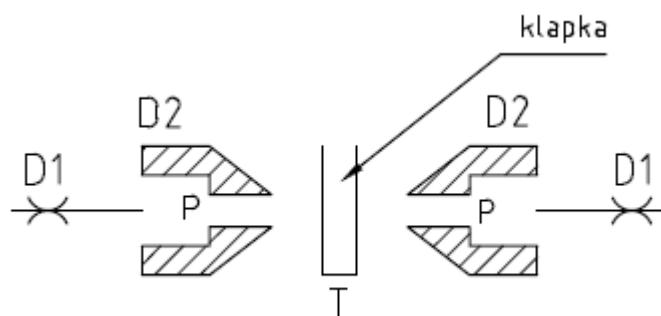
Servoventil jako nedílná součást servomechanismů je elektrohydraulický prvek, který svým vstupním signálem malého výkonu (řádově několik setin W) ovládá velký výstupní výkon (zesílení  $> 10^4$ ). Další podstatnou funkcí servoventilů je jejich využití v uzavřených regulačních obvodech (polohové a rychlostní servomechanismy).

Servoventil je elektro-hydraulický převodník, jehož funkcí je analogově převádět vstupní elektrický signál na výstupní hydraulickou veličinu (tlak, průtok). Základními konstrukčními prvky jsou elektromagnetický převodník a hydraulický zesilovač.



Obr. 2 Elektrohydraulický převodník servoventilu

Elektromagnetický převodník je kotva umístěná v elektromagnetickém poli viz obr. 2, na které je nalisovaná pružná trubka. Kotva se působením proudu vychyluje, čímž se mění směr a velikost přestavení šoupátka. V místě pružné trubky, která mění směr a sílu proudu je hydraulický zesilovač tryska – klapka viz obr. 3. Velikost síly působící přestavení šoupátka je přímo úměrná působení proudu.



Obr. 3 Hydraulický zesilovač servoventilu

Mezi jinými důležitými parametry je při volbě servoventilu značně důležité přihlížet ke správné volbě řídicí – výkonné části tedy šoupátka. To lze volit s negativním, nulovým nebo pozitivním překrytím hrany rozváděče a šoupátka viz obr. 4. Rozhodování, se odvíjí od požadované funkce obvodu, jehož součástí servoventil je. Pro regulaci polohy a tlaku se používá nulové nebo negativní krytí. Naopak při regulaci rychlosti se používá šoupátko s pozitivním krytím.



Obr. 4 Překrytí hran šoupátka rozváděče servoventilu

Při manipulaci a zacházení se servoventilem je nutné brát v úvahu jeho nároky na čistotu. Montáž, provoz a údržba jsou pak spjaty s přísnými předpisy, které je nutné pro správné fungování obvodu se servoventily dodržovat. Např.: Je nutné v každém zařízení, kde je servoventil použitý, zařadit na jeho vstup jemný filtr, který odfiltruje provozní nečistoty.

## **4 Snímání měřených veličin**

Ke správné funkci regulačního obvodu je nutné zapojení zpětné vazby. Zpětná vazba je snímač výstupních veličin (skutečných hodnot), které jsou následně použity v regulačním obvodu pro korekci.

Důležitým parametrem pro systémy se servoventily je přesnost. Přesnost celého systému je odvozena od přesnosti snímačů skutečných hodnot. Požadavky na přesnost měřících zařízení je proto podle možností až 10 krát větší než požadovaná přesnost celého zařízení. Schopnost zařízení dosáhnout požadované přesnosti je také ovlivněna chováním regulované soustavy (dopravní zpoždění).

Samotné snímání měřených veličin se dělí podle dvou základních hledisek. Může být snímáno analogově (spojitě) nebo digitálně (číslicově).

### **4.1 Digitální snímání**

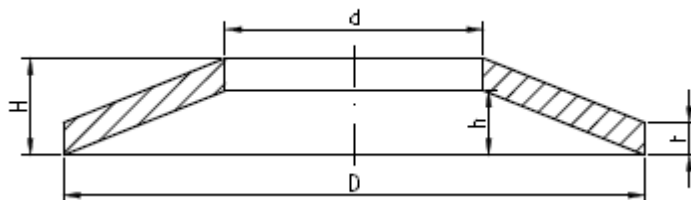
Snímání měřené hodnoty je realizováno číselně definovanými jednotkovými kroky (inkrementy). U digitálního snímání je nutné dále rozlišovat mezi inkrementálním a absolutním měřením. Inkrementální snímání je definováno jako přičítání nebo odečítání přírůstků určité veličiny. Oproti tomu absolutní snímání je definováno jako přímé zobrazení, což znamená, že je veličina nejprve zakódována pomocí předdefinovaných znaků, které jsou následně zobrazeny na příslušném displeji.[3]

### **4.2 Analogové snímání**

Zobrazuje měřené hodnoty jinou analogickou veličinou (např. napětím). Snímání je nepřetržité, což znamená, že každé změně měřené veličiny odpovídá okamžitá změna zobrazované veličiny. Měření, je vždy absolutní.[3]

## 5 Návrh pružin

Využití talířových pružin je v aplikacích, kde je vyžadován malý průhyb při velkém zatížení. Talířové pružiny viz obr. 5, se zatěžují ve směru své osy a používají se jednotlivě nebo také v sadách.



Obr. 5 Talířová pružina [4]

D – vnější průměr

d- vnitřní průměr

t- tloušťka materiálu

h – volná výška kolmého kužele nezatížené pružiny

H – volná výška nezatížené pružiny (h+t)

Rozdělení sad talířových pružin [4]:

- a) Sady s uložením soulehlým (pružiny skládané za sebou)

$$s_n = s \quad (4.1)$$

$$F_n = n \cdot F \quad (4.2)$$

- b) Sady s uložením protilehlým (pružiny skládané proti sobě)

$$s_i = i \cdot s \quad (4.3)$$

$$F_i = F \quad (4.4)$$

- c) Sady s uložením kombinovaným

$$s_{ni} = i \cdot s \quad (4.5)$$

$$F_{ni} = n \cdot F \quad (4.6)$$

Při skládání do sad je nutné brát v úvahu tření. Tření je závislé na vedení, na jakosti povrchu, mazání a výšce sady a výpočtu vrstev. Tření činí na každou vrstvu asi 3 – 5% zatížení a to při zatěžování zvětšením síly a při odlehčování zmenšením síly.



Výpočet síly F u pružiny [4]

$$F = \frac{4Et^4}{\left(1-\frac{1}{m^2}\right)\alpha D^2} \cdot \frac{s}{t} \cdot \left[ \left(\frac{h}{t} - \frac{s}{t}\right) \left(\frac{h}{t} - \frac{s}{2t}\right) + 1 \right] \quad (4.7)$$

Po dosazení za  $E=210000$  a  $\left(1 - \frac{1}{m^2}\right) = 0,91$  a úpravě:

$$F = 923100 \cdot \frac{4E}{\alpha D^2} \cdot s \left[ (h - s) \left(h - \frac{s}{2}\right) + t^2 \right]$$

Výpočet maximálního napětí  $\sigma_{max}$  u jednoduché pružiny [4]

$$\sigma_{max} = \frac{4E}{\left(1-\frac{1}{m^2}\right)} \cdot \frac{t^2}{\alpha D^2} \cdot \frac{s}{t} \left[ \beta \left(\frac{h}{t} - \frac{s}{2t}\right) + \gamma \right] \quad (4.8)$$

Po dosazení za  $E=210000$  a  $\left(1 - \frac{1}{m^2}\right) = 0,91$  a úpravě:

$$\sigma_{max} = 923100 \frac{s}{\alpha D^2} \left[ \beta \left(h - \frac{s}{2}\right) + \gamma t \right]$$

Výpočet tuhosti pružiny [4]

$$c = \frac{dF}{ds} = \frac{4Et^3}{\left(1-\frac{1}{m^2}\right)\alpha D^2} \cdot \left[ \left(\frac{h}{t}\right)^2 - \frac{3h}{t} \cdot \frac{s}{t} + 1,5 \left(\frac{s}{t}\right)^2 + 1 \right] \quad (4.9)$$

Součinitelé  $\alpha, \beta, \gamma$  jsou vybrány z tab. 1 [4]

$\frac{D}{d}$	$\alpha$	$\beta$	$\gamma$
1,2	0,291	1,019	1,040
1,4	0,464	1,080	1,136
1,6	0,570	1,140	1,221
1,8	0,643	1,190	1,304
<b>2,0</b>	<b>0,690</b>	<b>1,228</b>	<b>1,380</b>
2,2	0,724	1,271	1,458
2,4	0,743	1,311	1,530
2,6	0,758	1,350	1,600
2,8	0,768	1,390	1,672
3,0	0,774	1,427	1,740
3,2	0,776	1,464	1,810
3,4	0,782	1,502	1,880
3,6	0,782	1,540	1,943
3,8	0,778	1,579	2,009
4,0	0,777	1,608	2,070
4,2	0,775	1,642	2,136
4,4	0,768	1,668	2,190
4,6	0,766	1,700	2,250
4,8	0,765	1,735	2,322
5	0,760	1,767	2,380

Tab. 1 Součinitelé pro výpočet talířové pružiny

## 6 Návrh silového mechanismu

Jako nejpříjemnější systém zatěžování hydromotoru pro požadavky vytvoření lineárního nárůstu síly a rovněž z hlediska ekonomického a pohledu účinnosti je volba soustavy pružin. Jelikož se jedná o relativně velké statické zatížení, bylo vhodné použití talířových pružin. Možnost skládání talířových pružin do sad, bylo jen dalším důvodem pro jejich využití. Jen samotným způsobem poskládání talířových pružin (protilehle, soulehle nebo jejím kombinováním) lze měnit charakteristiku a parametry soustavy pružin.

Při samotném návrhu silového mechanismu vycházíme ze známých parametrů. Prvním důležitým parametrem je průměr vodícího čepu. V našem případě se jedná o čep s průměrem 46 mm. Z katalogu [5] jsem zvolil talířovou pružinu, která odpovídala tomuto parametru a byla schopna unést největší zatížení v daném sortimentu. **Talířová pružina A 0900 (90 x 46 x 5 x 7).**

Parametry pružiny viz tab. 2 [5]:

$D_e$ [mm]	$D_i$ [mm]	$t$ [mm]	$l_0$ [mm]	$S_1$ [mm]	$F_1$ [N]	$S_2$ [mm]	$F_2$ [N]	$S_3$ [mm]	$F_3$ [N]	$F_c$ [N]	$m$ [g]
90	46	5	7	0,5	11267	1	21617	1,5	31354	40786	184,47

Tab. 2 Parametry talířové pružiny A 0900

- $D_e$  – vnější průměr
- $D_i$  – vnitřní průměr
- $F_1$  – síla vyvinutá pružinou (25 %)
- $F_2$  – síla vyvinutá pružinou (50 %)
- $F_3$  – síla vyvinutá pružinou (75 %)
- $F_c$  – maximální síla vyvinutá pružinou
- $l_0$  – volná výška nezatížené pružiny
- $m$  – hmotnost
- $S_{1,2,3}$  – průhyb pružiny při  $F_{1,2,3}$
- $t$  – tloušťka materiálu

Výpočet maximálního napětí dané pružiny dle vzorce (4.8):

$$\frac{D_e}{D_i} = \frac{90}{46} = 1,96 \approx 2$$

$$\alpha = 0,690; \beta = 1,228; \gamma = 1,380$$

$$\sigma_{max} = 923100 \frac{s}{\alpha D_e^2} \left[ \beta \left( (l_0 - t) - \frac{s}{2} \right) + \gamma t \right]$$

$$\sigma_{max} = 923100 \frac{1,6}{0,69 \cdot 90^2} \left[ 1,228 \cdot \left( 2 - \frac{1,6}{2} \right) + 1,38 \cdot 5 \right] = 2213 \text{ MPa}$$

$s$  – průhyb při zanedbání tření [ $s = 0,8 \cdot (l_0 - t) = 0,8 \cdot 2 = 1,6$ ]

$\alpha, \beta, \gamma$  z tab. 1

Výpočet maximální síly za předpokladu že  $(l_0 - t) = s$  [4]:

$$F_{max} = 923100 \cdot \frac{t^3}{\alpha \cdot D_e^2} \cdot s$$

$$F_{max} = 923100 \cdot \frac{5^3}{0,69 \cdot 90^2} \cdot 1,6 = 33032,74 \text{ N}$$

Druhým důležitým parametrem je požadovaná síla pružiny, která je závislá na provozním tlaku a parametrech hydromotoru.

Provozní tlak  $p$  – 70 bar

Plocha pístu hydromotoru  $S$  – 50,26 cm<sup>2</sup> [6 – katalog Bosch rexroth]

$$p = \frac{F}{S} \Rightarrow F = p \cdot S \quad (6.1)$$

$$F = 7000000 \cdot 0,005026 = 35182 \text{ N}$$

Z provozní síly dané výpočtem určíme počet pružin pro silový mechanismus. Při předpokladu čtvrtinového průhybu při provozním zatížení. Dle vzorce (4.2)

$$F_n = n \cdot F \Rightarrow n = \frac{F_n}{F}$$

$$n = \frac{35182}{11267} = 3,12$$

Pro soustavu při daném zatížení je potřeba 3 pružiny uložené soulehle, ale docházelo by k velkému průhybu, a proto je nutné počítat se soustavou kombinovanou.

U kombinované soustavy, kde budu uvažovat dvojice soulehlých pružin uložených protilehle:

1pružina má předpokládaný čtvrtinový průhyb 0,5 mm, který je pro soulehle uloženou dvojici stejný a pak pro takovou sadu platí dle [4]:

$$s_1 = s - \frac{F_1}{F} = 0,5 - \frac{11267}{35182} = 0,18 \quad (6.3)$$

Pro předepsaný průhyb soustavy platí dle vzorce (4.5):

$$s_{ni} = i \cdot s_1 \Rightarrow i = \frac{s_{ni}}{s_1}$$

takže při předpokladu čtvrtinového průhybu soustavy:

$$i = \frac{0,5}{0,18} = 2,8$$

Celkově se tedy jedná o 3 dvojice kombinovaně uložených talířových pružin.

## 7 Kontrola mechanické části systému

Pro správnou funkci systému je nutné navrhnout části systému tak, aby vydržely síly vzniklé při provozu zařízení. Kritická místa jsou šroubová spojení a pístnice silového mechanismu, která je namáhána na vzpěrnou pevnost.

### 7.1 Kontrola šroubového spojení

Pro uchycení silového mechanismu ke konstrukci testovací stolice jsem použil šroub ISO 4016 M12. Spoj je namáhán příčnou provozní silou, tedy silou od přímočarého hydromotoru.

V první fázi se spočítají maximální síly, které je hydromotor schopen vyvinout. Maximální provozní tlak testovací stolice je 70 bar a pracovní plocha pístu hydromotoru je  $50,26 \text{ cm}^2$ .

$$F_{maxH} = p \cdot S_H \quad (7.1)$$

$$F_{maxH} = 7000000 \cdot 0,005026 = 35182 \text{ N}$$

Maximální statická síla, kterou je hydromotoru schopen vyvinout lze považovat za kritickou provozní sílu  $F_p$ . Použité šrouby jsem počítal na střih při dovoleném napětí (50–70) MPa [6]. Jelikož bylo použito 6 šroubů, provozní síla se rozdělí.

$$\tau_S \leq \tau_{DS}$$

$$\tau_S = \frac{\frac{F_p}{6}}{\pi \cdot \left(\frac{d_S}{2}\right)^2} \quad (7.2)$$

$$\tau_S = \frac{\frac{35182}{6}}{\pi \cdot \left(\frac{12}{2}\right)^2} = 51 \text{ MPa} \quad [6]$$

Dané šroubové spojení vyhovuje.

## 7.2 Kontrola pístnice silového mechanismu na vzpěrnou pevnost

Kontrola pístnice silového mechanismu na vzpěrnou pevnost počítáme podle Eulera nebo Tetmajera. Pro možnost použití Eulerovy rovnice je nutné dodržet podmínku  $\lambda > \lambda_m$ , pokud podmínka nevyjde je nutné výpočet provést podle Tetmajera. Při kontrole podle Eulera použijeme vzorec[7]:

$$F_{dov} \leq \frac{\pi^2 EJ}{l_0^2 \cdot k_v} \quad (7.3)$$

kde

E [MPa] – modul pružnosti v tlaku pro ocel  $E = 2,1 \cdot 10^5$  MPa

$k_v[-]$  – bezpečnost (udává se 2-3, volím 3)

J [m<sup>4</sup>] – moment setrvačnosti průřezu – osový

$l_0$  [mm] – redukovaná délka pístnice podle způsobu uložení

Nejdříve je stanoven kvadratický moment pro kruhový profil J, kde pro průměr budeme volit nejmenší průměr pístnice:

$$J = \frac{\pi \cdot d^4}{64} \quad (7.4)$$

$$J = \frac{\pi \cdot 0,025^4}{64} = 1,917 \cdot 10^{-8} \text{ m}^4$$

Dalším výpočtem je plocha kritického průřezu.

$$S = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \quad (7.5)$$

$$S = \frac{\pi \cdot 0,025^2}{4} = 4,909 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2$$

$$F_{kr} = \frac{\pi^2 \cdot EJ}{l_{n0}^2 \cdot k_v} = \frac{\pi^2 \cdot 210000 \cdot 10^6 \cdot 1,917 \cdot 10^{-8}}{3 \cdot 0,45^2} = 65403 \text{ N}$$

$$F_{dov} \leq F_{kr}$$

Je nutné spočítat  $\lambda$  pomocí poloměru setrvačnosti  $i_s$ :

$$i_s = \sqrt{\frac{J}{S}} \quad (7.7)$$

$$i_s = \sqrt{\frac{1,917 \cdot 10^{-8}}{4,909 \cdot 10^{-4}}} = 0,00625 \text{ m}$$

$$\lambda = \frac{l_0}{i_s} \quad (7.8)$$

$$\lambda = \frac{0,9}{0,00625} = 144$$

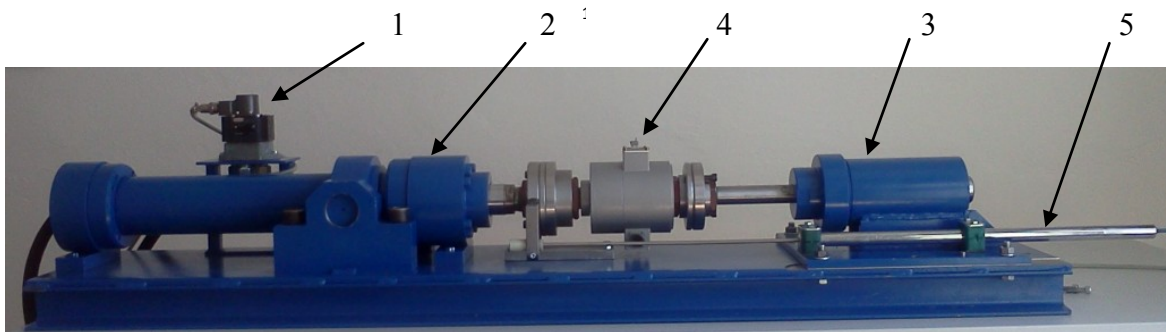
$$\lambda > \lambda_m$$

$\lambda_m$  je pro uhlíkovou ocel 100. Z toho vyplývá, že jde o pružnou vzpěrnou pevnost.



## 8 Popis testovacího zařízení

Testovací zařízení se skládá z několika hlavních částí, ze zdroje tlakové kapaliny tedy hydraulického agregátu, z testovaného zařízení pro řízení průtoku, tedy servoventilu(1), z hydromotoru(2), který prezentuje výstup obvodu, ze silového mechanismu(3), který nahrazuje skutečnou zátěž, a z měřicích zařízení viz obr. 6. Konkrétně se jedná o siloměr(4) a indukční snímač polohy(5).



Obr. 6 Testovací zařízení na zkoušení ventilů

### 8.1 Hydraulický agregát

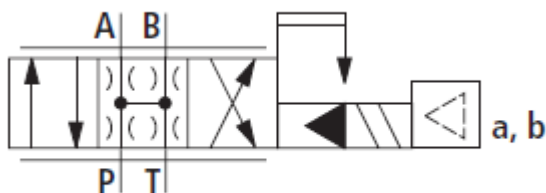
Pro dané zařízení je použit centrální zdroj tlakové energie, který je opatřen dvěma čerpadly, pojistným ventilem, akumulátorem a ostatními prvky pro úpravu tlakové kapaliny viz obr.7. Agregát slouží jak pro dané zařízení, tak pro několik dalších.



Obr. 7 Hydraulický agregát

## 8.2 Servoventil

Ventil zapojený v testovacím zařízení je dvoustupňový servoventil Bosch Rexroth. Podle firemního označení se jedná o ventil **4WSE2EM6-21/20B9ET315K17EV**. Značka ventilu viz obr. 8.

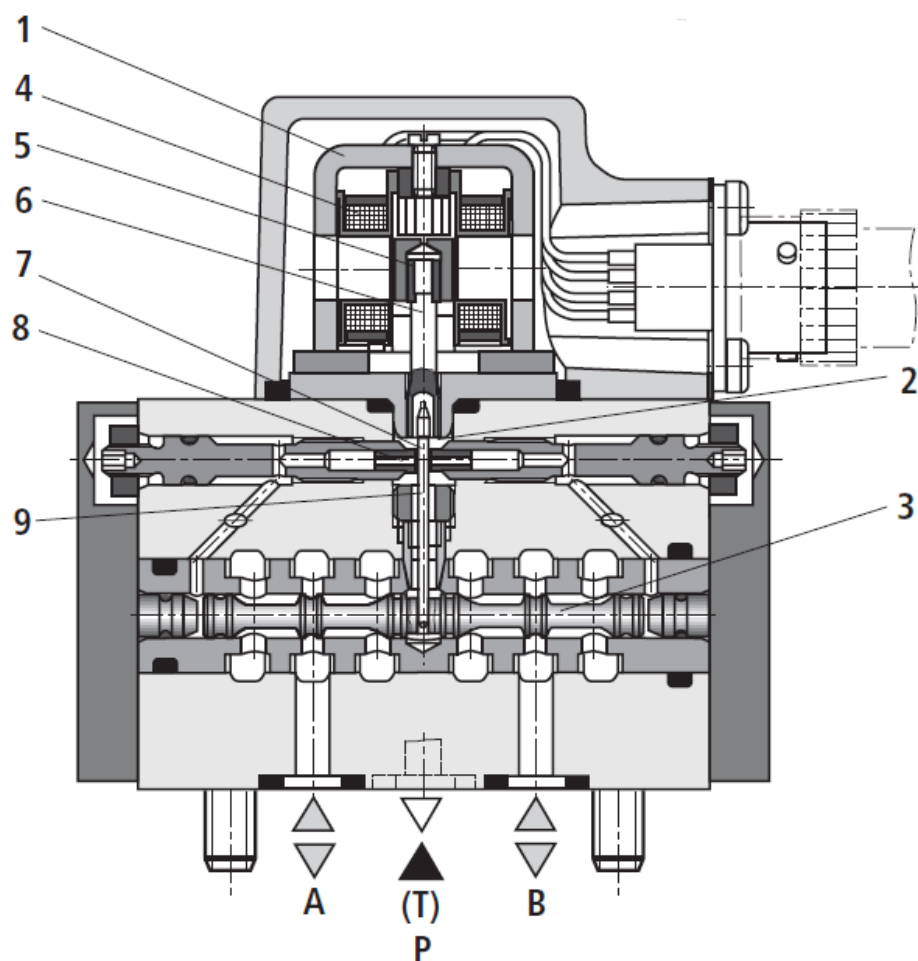


Obr. 8 Značka servoventilu 4WSE2EM6

Tento ventil viz obr. 9 je ovládaný elektricky. Často se používají pro ovládání polohy, síly, tlaku a rychlosti. Skladba tohoto ventilu viz obr. 10.[8]



Obr. 9 servoventil 4WSE2EM6



Obr. 10 Skladba servoventilu 4WSE2EM6 [8]

- 1 – Elektromechanický převodník
- 2 – Hydraulický zesilovač
- 3 – Šoupátko
- 4 – Cívky
- 5 – Armatura
- 6 – Pružná trubka
- 7 – Klapka
- 8 – Tryska
- 9 – Mechanická zpětná vazba

### **8.3 Přímočarý hydromotor**

Jedná se o přímočarý hydromotor s jednostranně vyvedenou pístnicí s tlumením, rovněž ze sortimentu firmy Bosch Rexroth. Hydromotor je uchycený pomocí čepů a konzolí. Typové značení v katalogu je CDH2MT4-80-50-400A1. V zapojení slouží jako výstup z obvodu. Pístnice hydromotoru působí přes příruby a silový snímač proti zátěži. Hydromotor je upevněn a podepřen tak, aby bylo zajištěno přesné axiální působení.

### **8.4 Silový mechanismus**

Jako zátěž v obvodu je použita soustava talířových pružin, která je zapouzďena, a na kterou se axiální síla přenáší přes čep a vodící kroužek. Soustava je navržena tak, aby vyrovnala zatížení plynoucí z provozních parametrů.

### **8.5 Měřicí zařízení**

V obvodu jsou nainstalována 2 měřicí zařízení.

Siloměr typové řady TS, který je určen pro měření statických a dynamických tahových a tlakových sil ve směru osy siloměru. Siloměr slouží jako zpětná vazba servoventilu, tudíž ke korekci výstupního signálu. Měrným členem tohoto siloměru, je speciálně tepelně zpracovaná kruhová tyčinka, která je opatřena dvěma měřicími systémy s polovodičovými tenzometry. Materiál tyčinky je vysokolegovaná ocel 16 640. Samotné měření probíhá při namáhání měřicího členu siloměru, což způsobuje jeho deformaci a tím i deformaci tenzometrů, která má za následek změnu jejich odporu. Změna odporu je již měřitelná hodnota, která je úměrná velikosti a směru zatěžující síly. V obvodu je siloměr umístěn mezi pístnicí přímočarého hydromotoru a silový mechanismus.[9]

Indukční snímač zdvihu typové řady PD, konkrétně typ PD 350. Snímač funguje na principu jádra pohybujícího se v poli cívky. Tyč spojená s jádrem snímače sleduje pohyb pístnice hydromotoru. Snímač v obvodu plní funkci pouze jako výstup pro měření nebo například výstup pro signalizaci aktuální polohy.

## 9 Specifikace prvků

Pořadí	Označení	Typ	KS
1	HG,PV,F	Centrální zdroj tlakové kapaliny	1
2	SV	4WSE2EM6-21/20B9ET315K17EV – Bosch Rexroth	1
3	HM	CDH2MT4-80-50-400A1 – Bosch Rexroth	1
4	SS	Tenzometrický snímač síly TS 5 – RUKOV Rumburk	1
5	SP	Snímač polohy PD 350 – INSTITUT LOTNICTVA VARSZAVA	1
6	SM	Soustava talířových pružin  – HENNLICH INTUSTRIETECHNIK spol. s.r.o.	1

## 10 Závěr

V bakalářské práci je popsán návrh mechanické části testovacího zařízení, návrh zatěžovacího mechanismu pro silovou regulaci a sestavení obvodu se zpracováním příslušné výkresové dokumentace k mechanické části systému

Zařízení slouží pro testování proporcionálních ventilů a servoventilů světlosti DN6 a DN10. Další úlohu, kterou zastává testovací jednotka je odladění softwaru, který tento ventil řídí ve spojení s lineárním hydromotorem. V zapojení byl použit servoventil 4WSE2EM6. Zařízení obsahuje 2 zpětné vazby, přičemž jedna slouží jako zpětná vazba ke korekci výstupní hodnoty servoventilu pro zvýšení přesnosti a druhá je pro kontrolu správné funkce. Komplet pak slouží k nastavení ideální komunikace mezi softwarem a servoventilem pro polohovou a silovou regulaci.

Jako zatěžovací mechanismus je zvolená soustava talířových pružin, pro dostupnost tohoto systému a relativní jednoduchost při změně zatěžovací síly. Výpočtem je navržena soustava se šesti pružinami s kombinovaným uložením, konkrétně soulehlých dvojic ložených protilehle.

Jako další varianta použití by byla možná výměna zatěžovacího mechanismu za další přímočarý hydromotor s jednostranně vyvedenou pístnicí s akumulátorem. Podstatnou nevýhodou takového řešení, by byla náročnost jak ekonomická, tak konstrukční. Řešení by vyžadovalo další samostatný hydraulický obvod, nebo alespoň další novou část stávajícího.

Zvolená varianta vycházela z jedné řešené varianty použitých prvků. I to například vedlo k použití hydraulického válce poněkud větších rozměrů. Provozním parametrům by vyhovoval i podstatně menší nebo i větší hydraulický válec.

Při ověření mechanické části systému, silového mechanismu, se ověřovalo, zdali veškeré navržené části mechanismu splňují požadavky na provoz mechanismu při daném zatížení. Navržený mechanismus po stránce výpočtové vyhověl, zkušební provoz potvrzuje teoretické závěry, a tudíž je možné s ním bezpečně pracovat.

Hydraulickým systémem jsou testovány i mnohé jiné prvky než zmíněný servoventil, jako například proporcionální ventily nebo standardní rozváděče.

## 11 Seznam použité literatury

- [1] KOPÁČEK, Jaroslav; PAVLOK, Bohuslav. *Tekutinnové mechanismy*. Ostrava: VŠB-TU, 2009. 156 s. ISBN 978-80-248-0856-7.
- [2] SIVÁK, Jaroslav. *Projektování hydraulických systémů*. Ostrava: VŠB-TU, 1990. 333 s. ISBN 80-7078-037-1
- [3] MANNESMANN REXROTH. Lohr am Main. *Příručka hydrauliky svazek 2- proporcionální technika a servotechnika*. 1986.
- [4] ČSN 02 6060. *Talířové pružiny*. [s.l.] : Český normalizační institut, 27. 1. 1977. 6 s.
- [5] KATALOG. *HENNLICH INDUSTRIE TECHNIK spol. s.r.o.*
- [6] KALÁB, Květoslav. *Části a mechanismy strojů pro bakaláře Části spojovací*. Ostrava: VŠB-TU, 2010. 91 s. ISBN 978-80-248-1290-8
- [7] PELIKÁN, Petr . *Konstrukce hydraulického zvedáku pro osobní automobily*. Zlín, 2009. 49 s. Bakalářská práce. Univerzita Tomáše Bati ve Zlíně. Dostupné z WWW: <<http://dspace.knihovna.utb.cz>>.
- [8] INTERAKTIVNÍ KATALOG. *Bosch Rexroth*
- [9] NÁVOD PRO MONTÁŽ, OBSLUHU A ÚDRŽBU SILOMĚŘŮ TYPOVÉ ŘADY TS. *RUKOV Rumburk*. 5 s.

## Seznam příloh

Příloha A:	Sestavný výkres-Obvod na zkoušení ventilů (MAR993-01-01)
Příloha B:	Kusovník-Obvod na zkoušení ventilů (MAR993-01-02)
Příloha C:	Schéma-Obvod na zkoušení ventilů (MAR993-01-03)
Příloha D:	Sestavný výkres-Silový mechanismus (MAR993-02-01)
Příloha E:	Výrobní výkres-Pístnice silového mechanismu (MAR993-02-02)
Příloha F:	Výrobní výkres-Přední víko (MAR993-02-03)
Příloha G:	Výrobní výkres-Příruba (MAR993-02-04)
Příloha H:	Výrobní výkres-Zadní víko (MAR993-02-05)
Příloha I:	Výrobní výkres-Tlačná příruba (MAR993-02-06)
Příloha J:	Výrobní výkres-Podpěra (MAR993-02-07)